

## VERIFICATION OF A TRANSLATION

I, the below named translator, hereby declare that:

My name and post address are as stated below:

William John Chilcott, BA, MBCS, Dip. Trans (IoL), MITI,  
Translator to Taylor & Meyer,  
20 Kingsmead Road  
London SW2 3JD, ENGLAND

I am knowledgeable in the English language and in the language in which the below identified international application was filed, and I believe the English translation of the international application No. PCT/EP02/05431 is a true and complete translation of the above identified international application as filed.

I hereby declare that all statements made herein of my own knowledge are true and that all statements made on information and belief are believed to be true; and further that these statements were made with the knowledge that willful false statements and the like so made are punishable by fine or imprisonment, or both, under Section 1001 of Title 18 of the United States Code and that such willful false statements may jeopardize the validity of the application or any patent issued thereon.

WJC 30 SEP 2003  
(translator)

# BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



## Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

**Aktenzeichen:** 101 24 754.0

**Anmeldetag:** 21. Mai 2001

**Anmelder/Inhaber:** eStop GmbH, Grafrath/DE

**Bezeichnung:** Elektromechanische Bremse mit spielfreier Betätigung

**IPC:** F 16 D 65/21

**Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.**

München, den 1. Oktober 2003  
**Deutsches Patent- und Markenamt**  
**Der Präsident**  
Im Auftrag

Ebert

## Elektromechanische Bremse mit spielfreier Betätigung

5 Die Erfindung betrifft eine elektromechanische Bremse, insbesondere für Fahrzeuge, mit einem elektrischen Aktuator, der eine Betätigungskraft erzeugt und auf zumindest ein Reibglied wirkt, um dieses zum Hervorrufen einer Reibkraft gegen ein drehbares, abzubremsendes Bauteil der Bremse zu drücken, und  
10 einer zwischen dem Reibglied und dem elektrischen Aktuator angeordneten Selbstverstärkungseinrichtung, die zur Selbstverstärkung der vom elektrischen Aktuator erzeugten Betätigungskraft führt und wenigstens einen Keil mit einem Steigungswinkel  $\alpha$  aufweist, der sich an einem zugehörigen Widerlager abstützt.

15 Eine elektromechanische Bremse mit einer Selbstverstärkungseinrichtung ist aus der deutschen Patentschrift DE 198 19 564 C2 bekannt. Bei der in diesem Dokument beschriebenen Bremse tritt das Problem auf, daß das Maß der Selbstverstärkung, festgelegt durch die Wahl des Steigungswinkels  $\alpha$ , immer nur so groß bemessen werden kann, daß unabhängig vom Reibungskoeffizienten  $\mu$  zwischen dem Reibbelag und dem abzubremsenden Bauteil, der sich je nach Betriebszustand der Bremse ändert, entweder immer eine Druckkraft oder immer eine Zugkraft auf den Keil der Selbstverstärkungseinrichtung ausgeübt wird. Ein Vorzeichenwechsel der  
20 Aktuatorkraft soll vermieden werden, weil sonst das im Aktuator vorhandene Spiel überfahren werden muß, was zu undefinierten Zuständen und damit zu unerwünschten Schwankungen der Regelgröße (Bremskraft) führt. Aufgrund dieser Beschränkungen kann bei  
25 der bekannten elektromechanischen Bremse der Bereich der optimalen Selbstverstärkung, nämlich der Bereich, in dem der Wert des Reibungskoeffizienten  $\mu$  zumindest etwa dem Wert  $\tan \alpha$  entspricht, nicht genutzt werden, weil am Punkt der optimalen Selbstverstärkung, d.h. wenn der Reibungskoeffizient  $\mu$  denselben Wert wie der Tangens des Steigungswinkels  $\alpha$  hat, die erforderliche Betätigungskraft, also die Aktuatorkraft, ihre  
30 Richtung wechselt.

Der Erfindung liegt deshalb die Aufgabe zugrunde, eine verbesserte elektromechanische Bremse mit Selbstverstärkung bereitzustellen, deren Arbeitsbereich im Bereich der optimalen Selbstverstärkung liegen kann, ohne daß es zu negativen Auswirkungen hinsichtlich ihrer Regelbarkeit kommt.

Ausgehend von einer wie eingangs beschriebenen elektromechanischen Bremse ist diese Aufgabe erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß der elektrische Aktuator zwei Antriebe aufweist, die auf den Keil der Selbstverstärkungseinrichtung wirken und die zum Erzeugen der Betätigungskraft gegeneinander arbeiten können, wobei die beiden Antriebe im Bereich geringer Betätigungskräfte, d.h. in einem Bereich  $\tan \alpha$  ungefähr gleich  $\mu$ , zur Erzeugung der Betätigungskraft gegeneinander arbeiten. Mit "gegeneinander arbeiten" ist hier gemeint, daß die von den beiden Antrieben auf den Keil der Selbstverstärkungseinrichtung aufgebrauchten Kräfte gegensinnig sind. Gemäß einer Ausführungsform der erfindungsgemäßen Bremse ziehen beide Antriebe im Bereich geringer Betätigungskräfte zur Erzeugung der Betätigungskraft an dem Keil der Selbstverstärkungseinrichtung, derart, daß ein die Betätigungskraft darstellender Zugkraftüberschuß in Betätigungsrichtung resultiert. In einer alternativen Ausführungsform drücken beide Antriebe dann, wenn nur geringe Betätigungskräfte gefordert sind, zur Erzeugung der Betätigungskraft auf den Keil der Selbstverstärkungseinrichtung, derart, daß ein die Betätigungskraft darstellender Druckkraftüberschuß in Betätigungsrichtung resultiert.

Erfindungsgemäß arbeiten demnach die beiden Antriebe des elektrischen Aktuators dann, wenn nur geringe Betätigungskräfte erforderlich sind, wenn also die Selbstverstärkung der Bremse hoch ist (wenn also  $\tan \alpha$  ungefähr gleich  $\mu$  ist), in einer spielfreien Weise zusammen, denn durch das Gegeneinanderarbeiten der beiden Antriebe tritt das im Aktuator vorhandene Spiel nicht in Erscheinung. Ein Vorzeichenwechsel der Aktuatorkraft, zu dem es im Bereich hoher Selbstverstärkung leicht kommen kann, hat deshalb keine negativen Auswirkungen, sondern wird spielfrei überwunden. Die erfindungsgemäße Bremse kann deshalb

ohne weiteres im Bereich der optimalen Selbstverstärkung betrieben werden, was auch bedeutet, daß der elektrische Aktuator weniger kraftvoll sein muß und deshalb kompakter und leichter ausgeführt werden kann. Neben einer Platz- und Gewichtsersparnis ergeben sich daraus auch Vorteile für das dynamische Verhalten des Aktuators.

In Betriebszuständen, in denen der Wert des Reibungskoeffizienten  $\mu$  stark vom Wert  $\tan \alpha$  abweicht, muß der elektrische Aktuator eine größere Betätigungskraft aufbringen, um die geforderte Bremskraft bzw. das geforderte Bremsmoment zu erzielen. Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform der erfindungsgemäßen Bremse ist deshalb die Arbeitsrichtung der beiden Antriebe des elektrischen Aktuators umsteuerbar, derart, daß die beiden Antriebe zur Erzielung höherer Betätigungskräfte miteinander (also gleichsinnig und nicht wie zuvor gegensinnig) arbeiten. Zwar können in solchen Betriebszuständen dann Situationen eintreten, in denen das Spiel eines Aktuators überwunden werden muß, jedoch führt dies in den seltenen Fällen, in denen die beiden Antriebe zur Erzielung höherer Betätigungskräfte miteinander arbeiten müssen, beispielsweise bei einer Notbremsung, zu keinem wirklichen Nachteil, da bei den dann wirkenden Kräften das Aktuatorspiel sehr rasch überwunden wird und allenfalls als kleiner Schlag, ausgelöst durch den Kraftsprung beim Wiederineingriffkommen desjenigen Aktuators, dessen Spiel überwunden wurde, im Betätigungsorgan der Bremse spürbar ist. Bei bekanntem Spiel kann dieser Kraftsprung, falls gewünscht, auch ausgeregelt werden.

Generell ist der Steigungswinkel  $\alpha$  der Selbstverstärkungseinrichtung bei der erfindungsgemäßen Bremse so zu wählen, daß die Bremse die zur Erzeugung des maximal geforderten Bremsmomentes erforderliche Andrückkraft auch bei dem im Betrieb auftretenden maximalem bzw. minimalem Reibungskoeffizienten  $\mu$  noch erzeugen kann. Mit anderen Worten, der Steigungswinkel  $\alpha$  sollte so gewählt sein, daß  $\mu_{\min} < \tan \alpha < \mu_{\max}$  gilt.

Vorzugsweise sind die beiden Antriebe des elektrischen Aktuators der erfindungsgemäßen Bremse als Linearaktuatoren ausgeführt, die beide unmittelbar auf den Keil oder die Keile der Selbstverstärkungseinrichtung wirken. Bei einer solchen Ausführungsform ist das Reibglied, üblicherweise ein Reibbelag, vorzugsweise fest mit dem Keil verbunden, so daß jede Bewegung des Keiles verlustlos auf das Reibglied übertragen wird. Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform weist jeder Linearaktor einen Elektromotor mit integrierter Spindelmutter, eine als Schubstange ausgebildete Spindel, die mit der Spindelmutter zusammenwirkt, und einen Drehwinkelgeber oder einen anderen Positionssensor auf. Anhand der von den Positionssensoren der Linearaktuatoren gelieferten Signale läßt sich zum einen das im elektrischen Aktuator vorhandene mechanische Spiel und zum anderen ohne weiteres die jeweilige Position des Keils ermitteln.

Bei bevorzugten Ausführungsformen der erfindungsgemäßen Bremse ist der Keil (oder sind die Keile) der Selbstverstärkungseinrichtung positionsgeregelt. Vorzugsweise ist die Positionsregelung des Keiles einer Kaskadenregelung mit einem äußeren Regelkreis, dessen Regelgröße das Bremsmoment und dessen Stellgröße die Position des mit dem Keil verbundenen Reibgliedes ist, und mit einem inneren Regelkreis, dessen Regelgröße die aus den Positionssignalen der Linearaktuatoren ermittelte Position des mit dem Keil verbundenen Reibgliedes und dessen Stellgröße der Motorstrom oder die Motorspannung der Elektromotoren der Linearaktuatoren ist. Eine Positionsregelung des Keiles und insbesondere die beschriebene Kaskadenregelung ist regelungstechnisch vorteilhaft, da zwischen dem Reibungskoeffizienten  $\mu$  und der Keilposition lediglich ein linearer Zusammenhang besteht. Eine solche Regelung ist daher schnell, genau und störunanfällig.

Bei bevorzugten Ausführungsbeispielen der erfindungsgemäßen Bremse weist der Keil oder jeder Keil der Selbstverstärkungseinrichtung für jede der beiden Drehrichtungen des abzubremsenden Bauteils wenigstens eine Keilfläche auf. Vorzugsweise ist

der Steigungswinkel der für die beiden Drehrichtungen vorgesehenen unterschiedlichen Keilflächen der gleiche, so daß der Keil einen symmetrischen Aufbau hat, jedoch können die Steigungswinkel für Vorwärtsdrehung und Rückwärtsdrehung des abzubremsenden Bauteils auch unterschiedlich gewählt werden.

Üblicherweise sind Bremsen nicht mit nur einem Reibglied, sondern mit zumindest zwei Reibgliedern versehen, die einander gegenüberliegen und auf unterschiedliche Seiten des abzubremsenden Bauteils einwirken. Vorzugsweise stützt sich deshalb das Widerlager für den Keil der Selbstverstärkungseinrichtung an einem Sattel ab, der das abzubremsende Bauteil übergreift und der mit dem weiteren Reibglied verbunden ist. Bei einer besonders bevorzugten Ausführungsform der erfindungsgemäßen Bremse ist das abzubremsende Bauteil eine Bremsscheibe und der Sattel ist ein Schwimmsattel. Schwimmsattelbremsen und deren Funktionsprinzip sind Fachleuten auf dem hier in Rede stehenden Gebiet wohlbekannt, so daß weitere Erläuterungen hierzu nicht erforderlich sind.

Wie schon bei der aus der DE 198 19 564 C2 bekannten Bremse ist auch bei der erfindungsgemäßen Bremse vorzugsweise eine Einrichtung zum Vergleichen eines Sollwertes der Reibkraft mit dem Istwert der Reibkraft vorhanden, die bei einer Abweichung des Istwertes vom Sollwert den elektrischen Aktuator zum entsprechenden Erhöhen oder Verringern der erzeugten Betätigungskraft ansteuert und so den Istwert dem Sollwert der Reibkraft angleicht. Mit anderen Worten, die erfindungsgemäße Bremse ist vorzugsweise reibkraftgeregelt. Die Reibkraft entspricht bis auf ihr Vorzeichen der Bremskraft bzw. dem Bremsmoment.

Alle Ausführungsformen der erfindungsgemäßen Bremse können so ausgestaltet sein, daß der Steigungswinkel  $\alpha$  der Keilfläche mit zunehmender Verschiebung des Keiles in Betätigungsrichtung abnimmt, d.h. der Steigungswinkel wird über den Zustellweg der Bremse kleiner. Auf diese Weise läßt sich ein noch besseres Regelungsverhalten der erfindungsgemäßen Bremse erzielen.

In einer abgewandelten Ausführungsform der erfindungsgemäßen Bremse ist der elektrische Aktuator ein Linearmotor, dessen Schubglied auf den Keil der Selbstverstärkungseinrichtung wirkt. Da ein Linearmotor per se kein Spiel aufweist, sind bei einer solchen Ausführungsform keine zwei gegeneinander arbeitenden Antriebe erforderlich, sondern es genügt ein einziger Antrieb.

Ein Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Bremse wird im folgenden anhand der beigefügten, schematischen Figuren näher erläutert. Es zeigt:

Fig. 1 eine als Scheibenbremse ausgeführte erfindungsgemäße elektromechanische Bremse von der Seite,

Fig. 2 eine räumliche Ansicht der erfindungsgemäßen Bremse von schräg unten,

Fig. 3 die Ansicht aus Fig. 2 ohne Nachstellvorrichtung und Widerlager,

Fig. 4 den Schnitt II-II aus Fig. 1,

Fig. 5 den Schnitt III-III aus Fig. 1,

Fig. 6 den Schnitt IV-IV aus Fig. 4,

Fig. 7 eine Schnittansicht gemäß Fig. 4, die den betätigten Zustand der erfindungsgemäßen Bremse bei Vorwärtsfahrt darstellt,

Fig. 8 die Schnittansicht aus Fig. 7, nun jedoch für einen betätigten Zustand der Bremse bei Rückwärtsfahrt,

Fig. 9 den Schnitt V-V aus Fig. 4,

Fig. 10 die Schnittansicht aus Fig. 4 mit weitgehend abgenutzten Reibbelägen, und



Fig. 11 ein die grundsätzliche Funktion der erfindungsgemäßen Bremse illustrierendes Schaubild.

Die Fig. 1 und 2 zeigen eine als Scheibenbremse ausgebildete elektromechanische Bremse 10 mit einem Gehäuse 12 und einer um eine Achse A drehbaren Bremsscheibe 14.

Wie besser aus den Fig. 3, 4 und 5 ersichtlich, weist die Bremse 10 einen ersten Reibbelag 16 auf, der mit der Vorderseite eines als Belagträger dienenden Keiles 18 fest verbunden ist, beispielsweise durch Kleben. Auf seiner Rückseite hat der Keil 18 für jede Drehrichtung der Bremsscheibe 14 eine Keilfläche 20 bzw. 20', die beide unter einem Steigungswinkel  $\alpha$  zur Bremsscheibe 15 angeordnet sind und sich an komplementären Keilflächen 21, 21' eines blockförmigen Widerlagers 22 abstützen.

Das Widerlager 22 stützt sich über vier Gewindebolzen 24 an einem Bremssattel 26 (siehe Fig. 2 und 5) ab, der die Bremsscheibe 14 überspannt und einen zur Drehachse A hin gerichteten Arm 28 aufweist. Der Arm 28 dient zur Abstützung eines zweiten Reibbelages 30, der in üblicher Weise auf einer Belagträgerplatte 32 befestigt ist, die an der der Bremsscheibe 14 zugewandten Innenseite des Armes 28 anliegt.

Die Betätigungskraft der Bremse 10 wird von einem elektrischen Aktuator erzeugt, der zwei hier als Linearaktuatoren ausgeführte Antriebe 34 und 34' umfaßt. Jeder Antrieb 34, 34' umfaßt einen Elektromotor 36, 36' und eine von ihm angetriebene Schubstange 38, 38', die mit dem Keil 18 in Wirkverbindung steht. Im hier dargestellten Ausführungsbeispiel hat jeder Elektromotor 36, 36' eine integrierte Spindelmutter (nicht dargestellt) und die Schubstangen 38, 38' sind jeweils als mit der Spindelmutter zusammenwirkende Spindel ausgebildet. Ein ebenfalls nicht dargestellter Drehwinkelgeber in jedem Elektromotor 36, 36' ermöglicht die Bestimmung der genauen Position der zugehörigen Schubstange 38, 38' basierend auf den vom Elektromotor 36 oder

36' ausgeführten Umdrehungen und der Steigung des Spindeltriebes.

Der Keil 18 und das Widerlager 22 sind Teil einer Selbstverstärkungseinrichtung zur Verstärkung der von den Antrieben 34, 34' erzeugten Betätigungskraft. Hierzu sind die freien Enden der Schubstangen 38 und 38' in einer auf der Rückseite des Keiles 18 vorhandenen Aufnahme 40 so gelagert, daß eine Translationsbewegung der Schubstangen 38, 38' zu einer entsprechenden Verschiebung des Keiles 18 nach links oder rechts führt (siehe Fig. 3, 4 und 6). Zum Betätigen der Bremse 10 wird also der Keil 18 mit dem an ihm befestigten Reibbelag 16 in Drehrichtung der Bremsscheibe 14 verschoben (siehe Fig. 7 und 8), und zwar durch eine Translationsbewegung der beiden Schubstangen 38 und 38'. Dabei stützt sich der Keil 18 über seine eine Keilfläche 20 oder 20' an der zugehörigen, komplementären Keilfläche 21 oder 21' des Widerlagers 22 ab und bewegt sich nicht nur nach links oder rechts, sondern auch auf die Bremsscheibe 14 zu. Sobald der erste Reibbelag 16 in Kontakt mit der Bremsscheibe 14 kommt, entsteht eine Reaktionskraft, die von dem Reibbelag 16 über den Keil 18 und das Widerlager 22 auf den Bremssattel 26 übertragen wird. Letzterer ist schwimmend auf dem Gehäuse 12 der Bremse 10 gelagert und wird von der genannten Reaktionskraft solange verschoben, bis sich der zweite Reibbelag 30 ebenfalls an die Bremsscheibe 14 anlegt (Schwimm-sattelprinzip). Jede weitere translatorische Verschiebung des Keiles 18 in Betätigungsrichtung führt nun zu einem stärkeren Anpressen der beiden Reibbeläge 16 und 30 an die Bremsscheibe 14 und damit zum gewünschten Bremsvorgang. Ein Lösen der Bremse erfolgt durch Rückverschiebung des Keiles 18 in seine in Fig. 4 wiedergegebene Ausgangsstellung. Zur Reibungsminderung können die Keilflächen 20, 20' und/oder die Widerlagerflächen 21, 21' beispielsweise mit Wälzkörpern (nicht dargestellt) versehen sein. Wie dargestellt, ist die Aufnahme 40 so ausgebildet, daß der Keil 18 sich in Richtung auf die Bremsscheibe 14 und von ihr weg bewegen kann, ohne daß die Schubstangen 38, 38' diese Bewegung mitmachen.

Damit die Bremse 10 einen sich abnutzenden Reibbelag 16 ausgleichen kann, ist eine allgemein mit 42 bezeichnete Nachstell-  
einrichtung vorhanden (siehe Fig. 2). Diese besteht (siehe Fig.  
4, 5 und 9) aus einem Motor 44, der eine Schneckenwelle 46  
treibt, die mit vier Zahnrädern 48 in Eingriff steht. Die  
Zahnräder 48 sind im Bremssattel 26 gelagert und weisen jeweils  
ein Innengewinde auf, das mit einem zugehörigen der Gewindebol-  
zen 24 in Eingriff steht, welche mit dem Widerlager 22 fest  
verbunden sind (siehe Fig. 5). Die Zahnräder 48 fungieren  
demnach als Spindelmuttern eines Spindeltriebes, während die  
Gewindebolzen 24 die Spindelstangen darstellen. Im dargestell-  
ten Ausführungsbeispiel sind vier Gewindebolzen 24 vorhanden,  
von denen aufgrund des unterschiedlichen Drehsinnes der Zahnrä-  
der 48 zwei Gewindebolzen 24 ein Linksgewinde und die anderen  
beiden Gewindebolzen 24 ein Rechtsgewinde aufweisen. Mittels  
des Motors 44 kann die Nachstelleinrichtung 42 somit den Ab-  
stand des Widerlagers 22 vom Bremssattel 26 vergrößern, d.h.  
das Widerlager 22 in Richtung auf die Bremsscheibe 14 bewegen.  
Auf diese Weise kann das Lüftspiel der Bremse 10, d.h. der bei  
gelöster Bremse vorhandene Abstand zwischen der Bremsscheibe 14  
und der Reibbelagoberfläche, konstant gehalten werden. Die Fig.  
10 zeigt dies in einer Ansicht entsprechend Fig. 4, jedoch mit  
weitgehend abgenutzten Reibbelägen 16, 30.

Üblicherweise wird die Bremse 10 so ausgeführt sein, daß dann,  
wenn bei einer Bremsung ein zu großes Lüftspiel erkannt wird,  
eine Regelung die Nachstelleinrichtung 42 bei gelöster Bremse  
aktiviert, um das Lüftspiel wieder auf den konstruktiv vorgege-  
benen Wert zu verkleinern. Die Nachstelleinrichtung 42 ist  
vorzugsweise selbsthemmend ausgebildet, um eine unbeabsichtigte  
Verstellung des Lüftspieles zu verhindern.

Die hier beschriebene Nachstelleinrichtung 42 stellt eine  
Möglichkeit dar, den Reibbelagverschleiß auszugleichen. Andere  
Ausführungsformen der Bremse 10 können statt des genannten  
Elektromotors 44 einen Ultraschallmotor, ein Schrittschaltwerk,  
einen Schrittmotor oder einen anderen Antrieb aufweisen. Auch  
das Getriebe der Nachstelleinrichtung 42 kann abweichend ausge-

führt sein, beispielsweise als Harmonikdrive-Getriebe. Des  
weiteren müssen nicht wie dargestellt, vier Gewindebolzen 24  
vorhanden sein, sondern es können mehr oder weniger Gewindebol-  
zen sein und es sind schließlich auch andere Mittel als Gewin-  
debolzen denkbar, um die beschriebene Relativverschiebung des  
5 Widerlagers 22 zu erreichen.

Im folgenden wird die Funktion der elektromechanischen Bremse  
10 und insbesondere der Selbstverstärkungseinrichtung anhand  
der Fig. 11 näher erläutert. Es wurde bereits erwähnt, daß die  
Selbstverstärkungseinrichtung für jede Drehrichtung der Brems-  
scheibe 14 eine Keilfläche 20 bzw. 20' aufweist, die sich an  
einer komplementär ausgebildeten Fläche 21 bzw. 21' des Wider-  
lagers 22 abstützt. Im dargestellten Ausführungsbeispiel ist  
15 jede Keilfläche 20, 20' bezüglich der Bremsscheibe 14 unter  
einem wirksamen Keilwinkel  $\alpha$  angeordnet. Dies muß jedoch nicht  
so sein, stattdessen kann der wirksame Keilwinkel für die eine  
Drehrichtung sich vom wirksamen Keilwinkel für die andere  
Drehrichtung unterscheiden. In Fig. 11 sind mit Pfeilen die  
20 Kräfte angegeben, die auf den Keil 18 wirken.

Es sind dies

- 25  $F_A$  die in den Keil 18 eingeleitete Eingangskraft,
- $F_R$  die sich bei einer Bremsung ergebende, vom Widerla-  
ger 22 abzustütze Auflagerkraft, die sich in eine  
der Eingangskraft  $F_A$  entgegengesetzte Kraft  $F_{Rx}$  und  
eine senkrecht zur Bremsscheibe stehende Druckkraft  
 $F_{Ry}$  aufteilen läßt,
- 30  $F_N$  die der Kraft  $F_{Ry}$  entgegengerichtete Normalkraft an  
der Bremsscheibe, und
- $F_F$  die am Keil bzw. am Reibglied entstehende Reibkraft.

Gemäß diesem Kräftegleichgewicht hängt die Reibkraft bzw. das  
35 Reibmoment an der Bremsscheibe 14 entsprechend der Beziehung

$$F_A = -F_F \cdot \left[ 1 - \frac{\tan \alpha}{\mu} \right]$$

lediglich vom Steigungswinkel  $\alpha$ , dem eine Störgröße darstellenden Reibungskoeffizient  $\mu$  und der Eingangskraft  $F_A$  ab.

Die Eingangskraft  $F_A$ , die gemäß Fig. 11 bei einer Bremsbetätigung auf den Keil 18 wirkt, wird von den beiden Antrieben 34, 34' erzeugt. Bei gegebenem Reibungskoeffizienten  $\mu$  hängt das Maß der Selbstverstärkung der eingeleiteten Kraft  $F_A$  nur vom Steigungswinkel  $\alpha$  ab: Im Gleichgewichtszustand, d.h. wenn der Wert des Reibungskoeffizienten  $\mu$  gleich dem Tangens des Steigungswinkels  $\alpha$  ist, braucht die Bremse 10 - wenn der Reibbelag 16 in Kontakt mit der Bremsscheibe 14 ist - zur weiteren Bremsung keine Eingangskraft  $F_A$  mehr. Dieser Gleichgewichtszustand wird deshalb auch als der Punkt der optimalen Selbstverstärkung bezeichnet. Ist  $\mu$  kleiner als  $\tan \alpha$ , muß eine Eingangskraft  $F_A$  vorhanden sein, um eine Bremsung aufrechtzuerhalten. Ist hingegen  $\mu$  größer als  $\tan \alpha$ , läuft die Bremse von alleine zu, d.h. die Bremskraft verstärkt sich ohne Vorhandensein einer Eingangskraft  $F_A$  immer mehr bis zum Blockieren der Bremse. Soll dieser Blockierzustand vermieden bzw. eine gewünschte Bremskraft aufrechterhalten werden, muß eine negative Eingangskraft  $F_A$ , d.h. eine in entgegengesetzter Richtung wirkende Eingangskraft  $F_A$  auf den Keil 18 aufgebracht werden.

Damit die Eingangskraft  $F_A$  klein sein kann, ist man bestrebt, die Bremse 10 in einem Bereich zu betreiben, in dem der Reibungskoeffizient  $\mu$  zumindest ungefähr gleich dem Tangens des Steigungswinkels  $\alpha$  ist. In diesem Bereich geringer Betätigungskräfte arbeiten die beiden Antriebe 34 und 34' gegeneinander, d.h. die beiden Antriebe 34, 34' leiten über die Schubstangen 38, 38' einander entgegengerichtete Kräfte in den Keil 18 ein. Die entgegengerichteten Kräfte sind dabei so bemessen, daß ein Kraftüberschuß in der Richtung resultiert, in die der Keil 18 bei einer Betätigung verschoben werden soll. Die beiden von den Antrieben 34, 34' in den Keil 18 eingeleiteten Kräfte können beide Druckkräfte oder auch beide Zugkräfte sein, wichtig ist lediglich, daß ein Kraftüberschuß in der gewünschten Richtung resultiert.

Durch das gegensinnige Arbeiten der beiden Antriebe 34, 34' ist die Betätigung des Keiles 18 spielfrei. Diese Spielfreiheit ist für den Betrieb der Bremse 10 im Bereich der optimalen Selbstverstärkung wichtig, denn in diesem Bereich kann es aufgrund des sich während des Betriebes der Bremse ändernden Reibungskoeffizienten  $\mu$  zu einem schnellen Wechsel zwischen Zuständen, in denen  $\mu$  kleiner  $\tan \alpha$  ist, und Zuständen kommen, in denen  $\mu$  größer  $\tan \alpha$  ist. Mit anderen Worten, in dem Bereich um den Punkt der optimalen Selbstverstärkung herum kann es einen schnellen Wechsel zwischen Zuständen geben, in denen eine positive Eingangskraft  $F_A$  gefordert ist, und Zuständen, in denen eine negative Eingangskraft  $F_A$  notwendig ist, um eine bestimmte, gewünschte Bremskraft aufrechtzuerhalten. Wäre der Aktuator nicht spielfrei, würde bei jedem Vorzeichenwechsel der Eingangskraft  $F_A$  das im Aktuator vorhandene Spiel durchlaufen werden, was zu undefinierten Zuständen und damit zu einer schlechten Regelbarkeit der Bremse führen würde. Die spielfreie Betätigung mittels der beiden im Normalfall gegensinnig arbeitenden Antriebe 34, 34' vermeidet dieses Problem wirkungsvoll.

In Betriebszuständen, in denen sich der Wert des Reibungskoeffizienten  $\mu$  stark vom Tangens des Steigungswinkels  $\alpha$  unterscheidet, sind größere Eingangskräfte  $F_A$  erforderlich, um eine gewünschte Bremswirkung zu erzielen. In solchen Betriebszuständen arbeiten die beiden Antriebe 34, 34' miteinander, d.h. sie erzeugen gleichgerichtete Kräfte, indem einer der Antriebe auf den Keil 18 drückt und der andere Antrieb am Keil 18 zieht. Damit ein solches gleichsinniges Wirken der Antriebe möglich ist, sind beide Antriebe 34, 34' umsteuerbar ausgeführt, d.h. ihre Betätigungsrichtung läßt sich umkehren. Im gleichsinnigen Betrieb der Antriebe 34, 34' arbeitet der Aktuator der Bremse 10 nicht mehr spielfrei. Dies ist in der Praxis jedoch vernachlässigbar, da Betriebszustände, in denen erhöhte Eingangskräfte  $F_A$  erforderlich sind, nur selten auftreten und darüberhinaus in solchen Betriebszuständen ein eventuelles Überfahren des Aktuatorspiels tolerierbar ist.

Wie bereits kurz angedeutet wurde, kann sich der Reibungskoeffizient  $\mu$  in Abhängigkeit der Belastung der Bremse relativ stark ändern. Jede Reibwertänderung während eines Bremsvorgangs führt jedoch zu einer Änderung der Reibkraft  $F_F$  und somit zu einer sich ändernden Verzögerung des abzubremsenden Bauteiles der Bremse, welches vorliegend durch die Bremsscheibe 14 gebildet ist. Um diese unerwünschten Reibwertänderungen auszuregeln, ist die dargestellte Scheibenbremse 10 mit einer nicht gezeigten Sensorik versehen, die eine ständige Messung der Reibkraft gestattet. Diese an sich bekannte Sensorik ist mit einem ebenfalls nicht dargestellten, elektronischen Steuergerät verbunden, das die erhaltenen Signale auswertet und insbesondere einen Vergleich zwischen einem vorgegebenen Sollwert der Reibkraft und dem tatsächlichen Istwert der Reibkraft vornimmt. Entsprechend dieser Auswertung der Signale werden die Antriebe 34, 34' von dem Steuergerät so angesteuert, daß durch Verschieben des Keiles 18 in oder entgegen der Drehrichtung der Bremsscheibe 14 eine Erhöhung oder Erniedrigung des Istwertes der Reibkraft erreicht wird, um den Reibkraft-Istwert an den Reibkraft-Sollwert heranzuführen.

Die Reibkraftregelung der Bremse 10 wird im dargestellten Ausführungsbeispiel über eine Positionsregelung des Keiles 18 erreicht. Regelungstechnisch ist dies vorteilhaft, da zwischen der Keilposition und dem Reibungskoeffizienten  $\mu$  lediglich ein linearer Zusammenhang besteht, der sich einfach, schnell und zuverlässig regeln läßt, beispielsweise mit einer Kaskadenregelung, die einen äußeren Regelkreis und einen inneren Regelkreis umfaßt. Im äußeren Regelkreis ist das (gewünschte) Bremsmoment die Regelgröße, während die Keilposition die Stellgröße ist. Im inneren Regelkreis ist die Keilposition die Regelgröße, während die Stellgröße der Motorstrom oder auch die Motorspannung der Elektromotoren 36, 36' der Antriebe 34, 34' ist. Die Position des Keiles 18 läßt sich aufgrund der im Normalfall spielfreien Betätigung des Keiles 18 präzise durch die genannten Drehwinkelgeber bestimmen, die in den Elektromotoren 36, 36' enthalten sind.

Im gezeigten Ausführungsbeispiel ist der Steigungswinkel  $\alpha$  über den Zustellweg der Bremse 10, genauer des Keiles 18, konstant. Bei nicht dargestellten Ausführungsformen ist der Steigungswinkel  $\alpha$  degressiv, d.h. er nimmt mit fortschreitendem Zustellweg ab.

5

1527



## Patentansprüche

5 1. Elektromechanische Bremse (10), insbesondere für Fahrzeuge, mit einem elektrischen Aktuator, der eine Betätigungskraft erzeugt und auf zumindest ein Reibglied (16) wirkt, um dieses zum Hervorrufen einer Reibkraft gegen ein drehbares, abzubremsendes Bauteil (14) der Bremse zu drücken, und einer zwischen  
10 dem Reibglied (16) und dem elektrischen Aktuator angeordneten Selbstverstärkungseinrichtung, die zur Selbstverstärkung der vom elektrischen Aktuator erzeugten Betätigungskraft führt und wenigstens einen Keil (18) mit einem Steigungswinkel  $\alpha$  aufweist, der sich an einem zugehörigen Widerlager (22) abstützt,  
15 dadurch gekennzeichnet, daß der elektrische Aktuator zwei Antriebe (34, 34') aufweist, die auf den Keil (18) wirken und die zum Erzeugen der Betätigungskraft gegeneinander arbeiten können, und daß die beiden Antriebe (34, 34') im Bereich geringer Betätigungskräfte, d.h. in einem Bereich  $\tan \alpha \cong \mu$ , wobei  $\mu$   
20 der zwischen dem Reibglied (16) und dem abzubremsenden Bauteil (14) herrschende Reibungskoeffizient ist, zur Erzeugung der Betätigungskraft gegeneinander arbeiten.

2. Bremse nach Anspruch 1,  
25 dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Antriebe (34, 34') im Bereich geringer Betätigungskräfte zur Erzeugung der Betätigungskraft an dem Keil (18) ziehen, derart, daß ein die Betätigungskraft darstellender Zugkraftüberschuß in Betätigungsrichtung resultiert.

30 3. Bremse nach Anspruch 1,  
dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Antriebe (34, 34') im Bereich geringer Betätigungskräfte zur Erzeugung der Betätigungskraft auf den Keil (18) drücken, derart, daß ein die  
35 Betätigungskraft darstellender Druckkraftüberschuß in Betätigungsrichtung resultiert.

4. Bremse nach einem der Ansprüche 1 bis 3,  
dadurch gekennzeichnet, daß die Arbeitsrichtung der beiden  
Antriebe (34, 34') umsteuerbar ist, und daß die beiden Antriebe  
(34, 34') zur Erzielung höherer Betätigungskräfte miteinander  
5 arbeiten.

5. Bremse nach einem der vorhergehenden Ansprüche,  
dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Antriebe (34, 34') als  
Linearaktuatoren ausgeführt sind.

10 6. Bremse nach Anspruch 5,  
dadurch gekennzeichnet, daß jeder Linearaktor einen Elektro-  
motor (36, 36') mit integrierter Spindelmutter, eine als  
Schubstange (38, 38') ausgebildete Spindel und einen Drehwin-  
15 kelgeber aufweist.

7. Bremse nach Anspruch 6,  
dadurch gekennzeichnet, daß der Keil (18) positionsgeregelt  
ist.

20 8. Bremse nach Anspruch 7,  
dadurch gekennzeichnet, daß die Positionsregelung eine Kaska-  
denregelung ist mit einem äußeren Regelkreis, dessen Regelgröße  
das Bremsmoment und dessen Stellgröße die Position des mit dem  
Keil (18) verbundenen Reibgliedes (16) ist, und einem inneren  
25 Regelkreis, dessen Regelgröße die aus den Positionssignalen der  
Linearaktuatoren ermittelte Position des mit dem Keil (18)  
verbundenen Reibgliedes (16) und dessen Stellgröße der Motor-  
strom oder die Motorspannung der Elektromotoren (36, 36') der  
30 Linearaktuatoren ist.

9. Bremse nach einem der vorhergehenden Ansprüche,  
dadurch gekennzeichnet, daß der Keil (18) für jede der beiden  
Drehrichtungen des abzubremsenden Bauteils wenigstens eine  
35 Keilfläche (20, 20') mit insbesondere dem gleichen Steigungs-  
winkel  $\alpha$  aufweist.



24

10. Bremse nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Widerlager (22) sich an einem das abzubremsende Bauteil (14) übergreifenden Sattel (26) abstützt.

11. Bremse nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß das abzubremsende Bauteil (14) eine Bremsscheibe und der Sattel (26) ein Schwimmsattel ist.

12. Bremse nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß eine Einrichtung zum Vergleichen eines Sollwertes der Reibkraft mit dem Istwert der Reibkraft vorhanden ist, die bei einer Abweichung des Istwertes vom Sollwert den elektrischen Aktuator zum entsprechenden Erhöhen oder Verringern der erzeugten Betätigungskraft ansteuert und so den Istwert dem Sollwert der Reibkraft angleicht.

13. Bremse nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Steigungswinkel  $\alpha$  mit zunehmender Verschiebung des Keiles (18) in Betätigungsrichtung abnimmt.

## 5 Zusammenfassung

## Elektromechanische Bremse mit spielfreier Betätigung

10 Die Erfindung betrifft eine elektromechanische Bremse (10),  
insbesondere für Fahrzeuge, mit einem elektrischen Aktuator,  
der eine Betätigungskraft erzeugt und auf zumindest ein Reib-  
glied (16) wirkt, um dieses zum Hervorrufen einer Reibkraft  
15 gegen ein drehbares, abzubremsendes Bauteil (14) der Bremse zu  
drücken, und einer zwischen dem Reibglied (16) und dem elektri-  
schen Aktuator angeordneten Selbstverstärkungseinrichtung, die  
zur Selbstverstärkung der vom elektrischen Aktuator erzeugten  
Betätigungskraft führt und wenigstens einen Keil (18) mit einem  
20 Steigungswinkel  $\alpha$  aufweist, der sich an einem zugehörigen  
Widerlager (22) abstützt. Zur Verbesserung der Regelbarkeit  
einer solchen Bremse (10) weist der elektrische Aktuator zwei  
Antriebe (34, 34') auf, die auf den Keil (18) wirken und die  
zum Erzeugen der Betätigungskraft gegeneinander arbeiten kön-  
25 nen, um eine spielfreie Betätigung der Bremse (10) zu gewähr-  
leisten. Im Bereich geringer Betätigungskräfte, d.h. in einem  
Bereich  $\tan \alpha \cong \mu$ , wobei  $\mu$  der zwischen dem Reibglied (16) und  
dem abzubremsenden Bauteil (14) herrschende Reibungskoeffizient  
ist, arbeiten die beiden Antriebe (34, 34') zur Erzeugung der  
Betätigungskraft gegeneinander.

30

Fig. 2

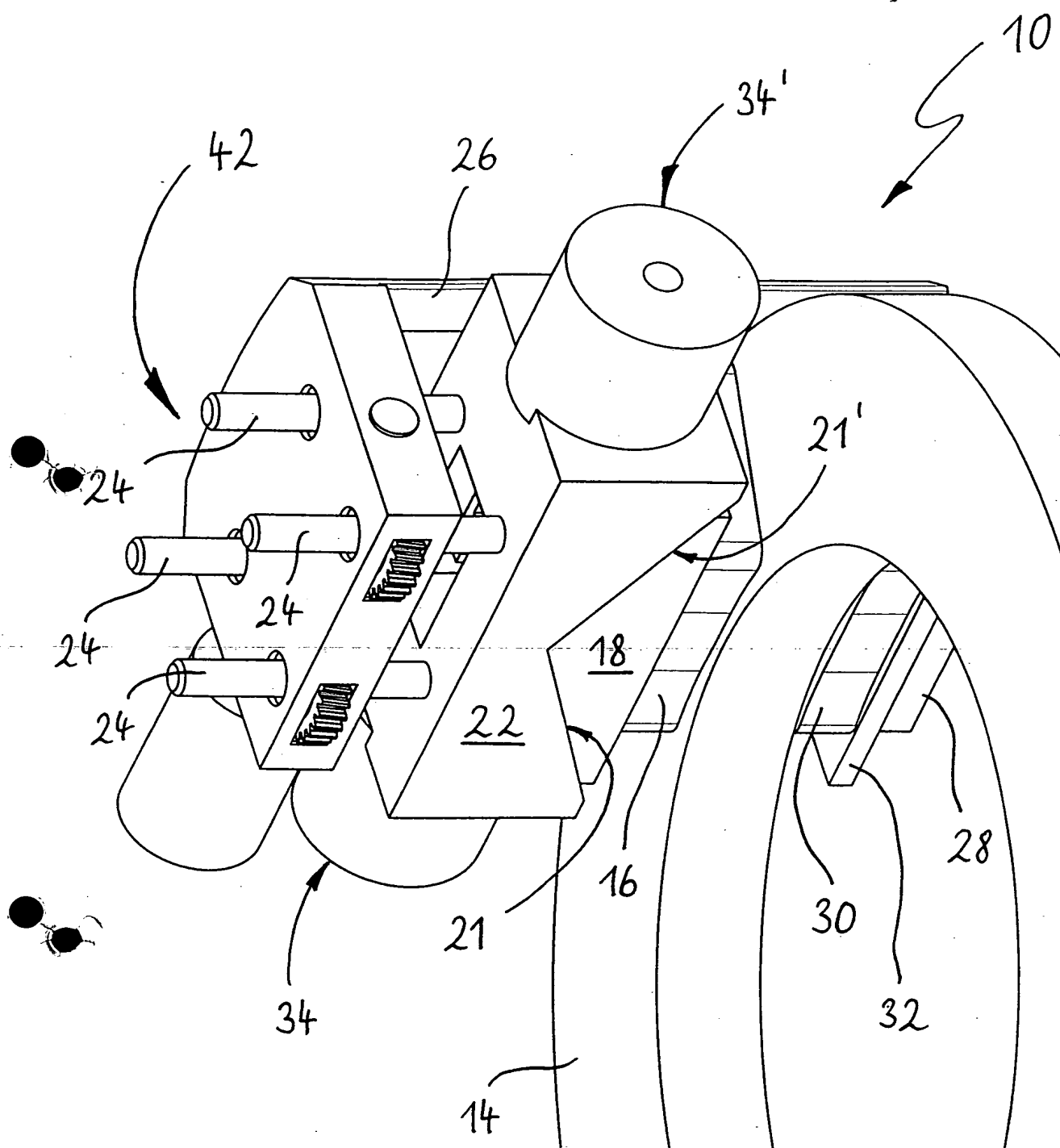


Fig. 2

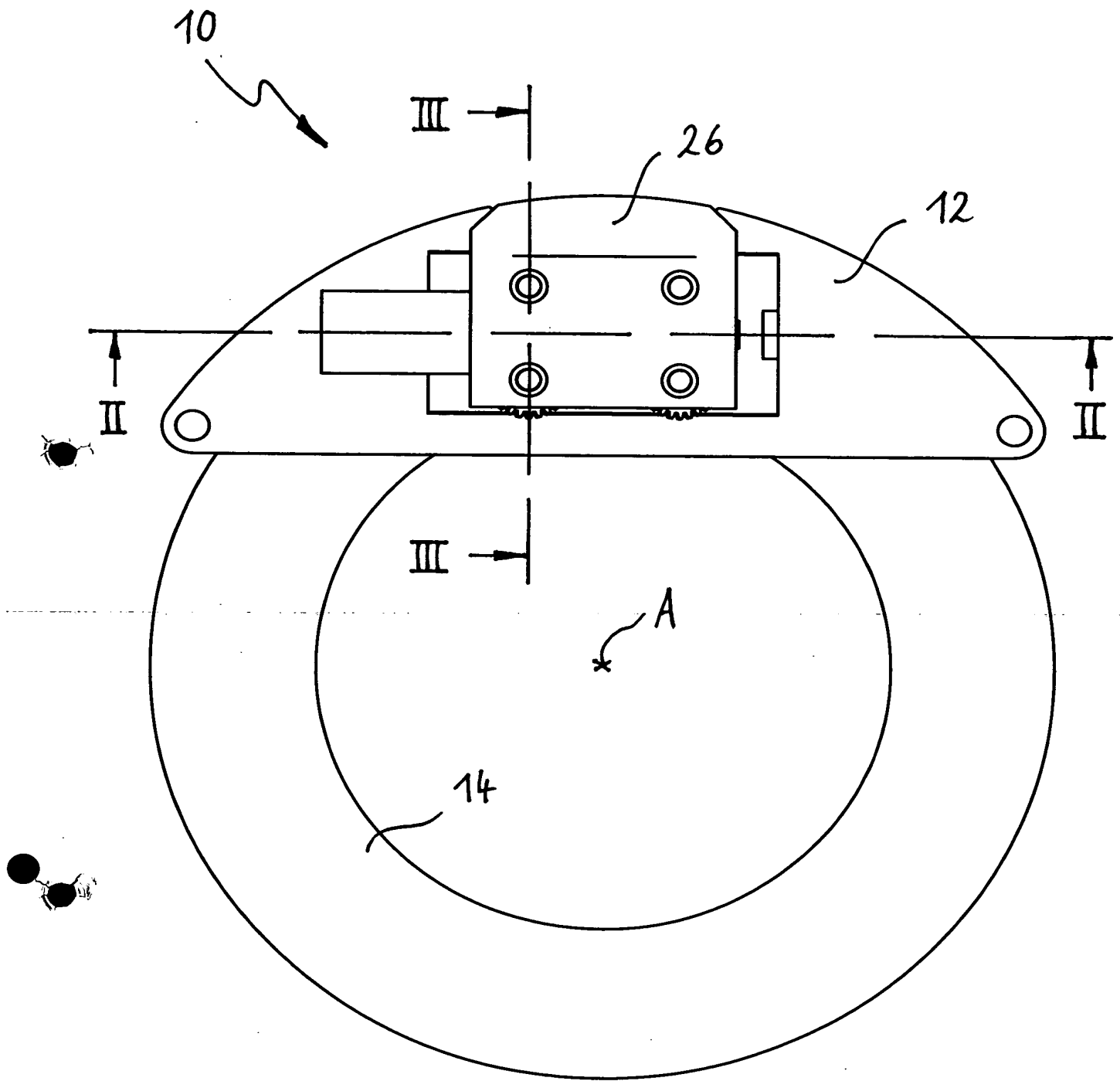


Fig. 1

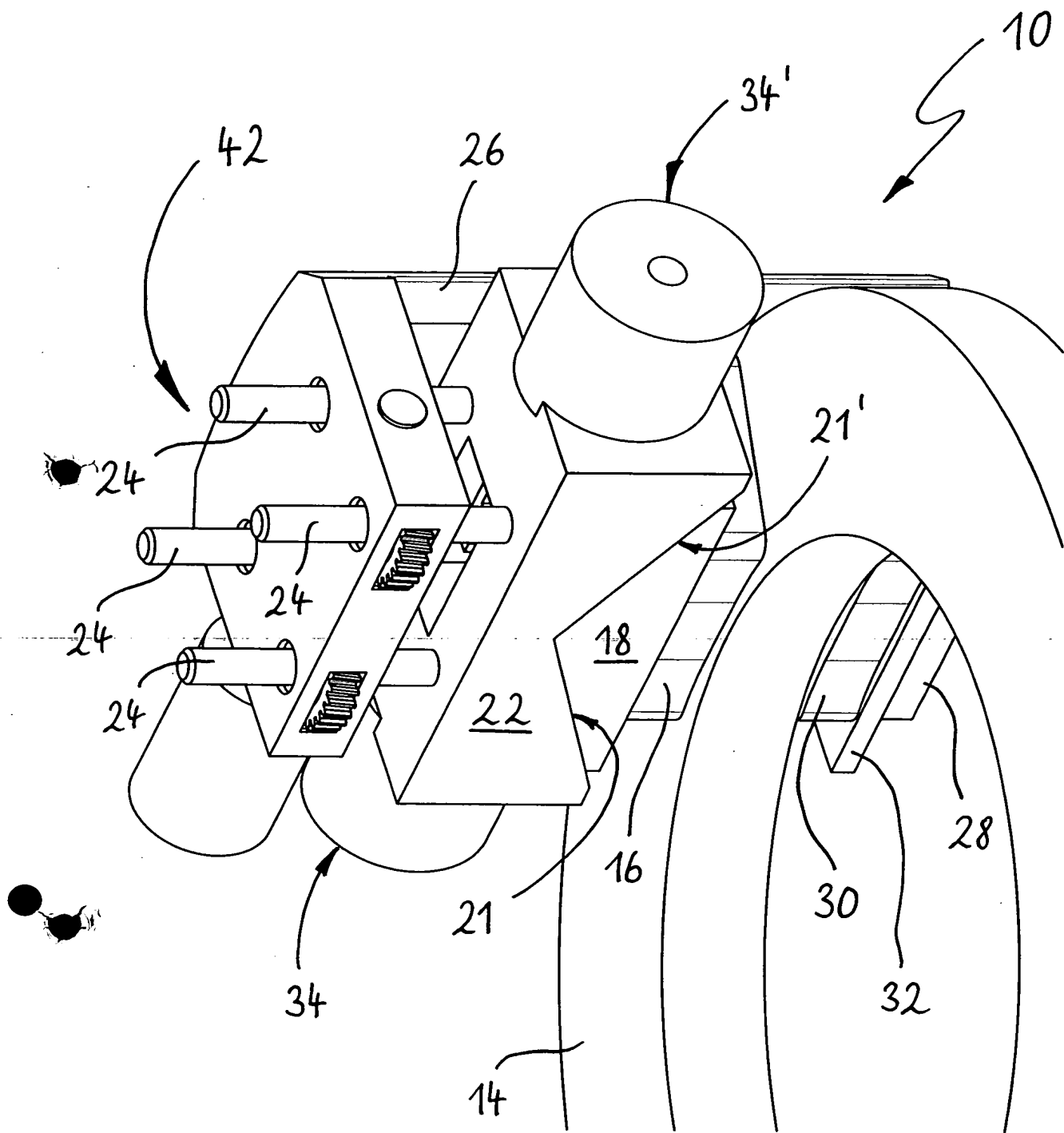


Fig. 2

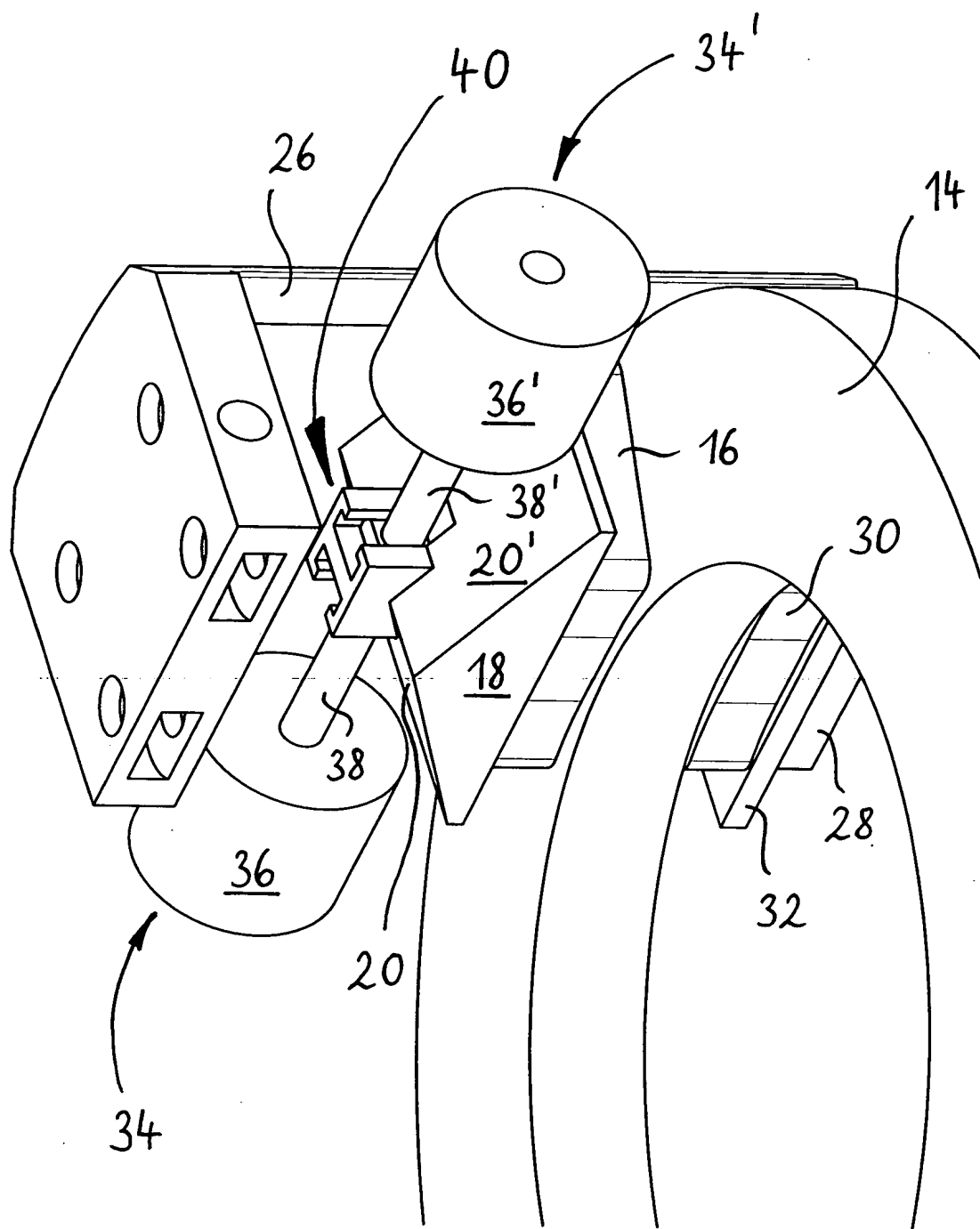


Fig. 3



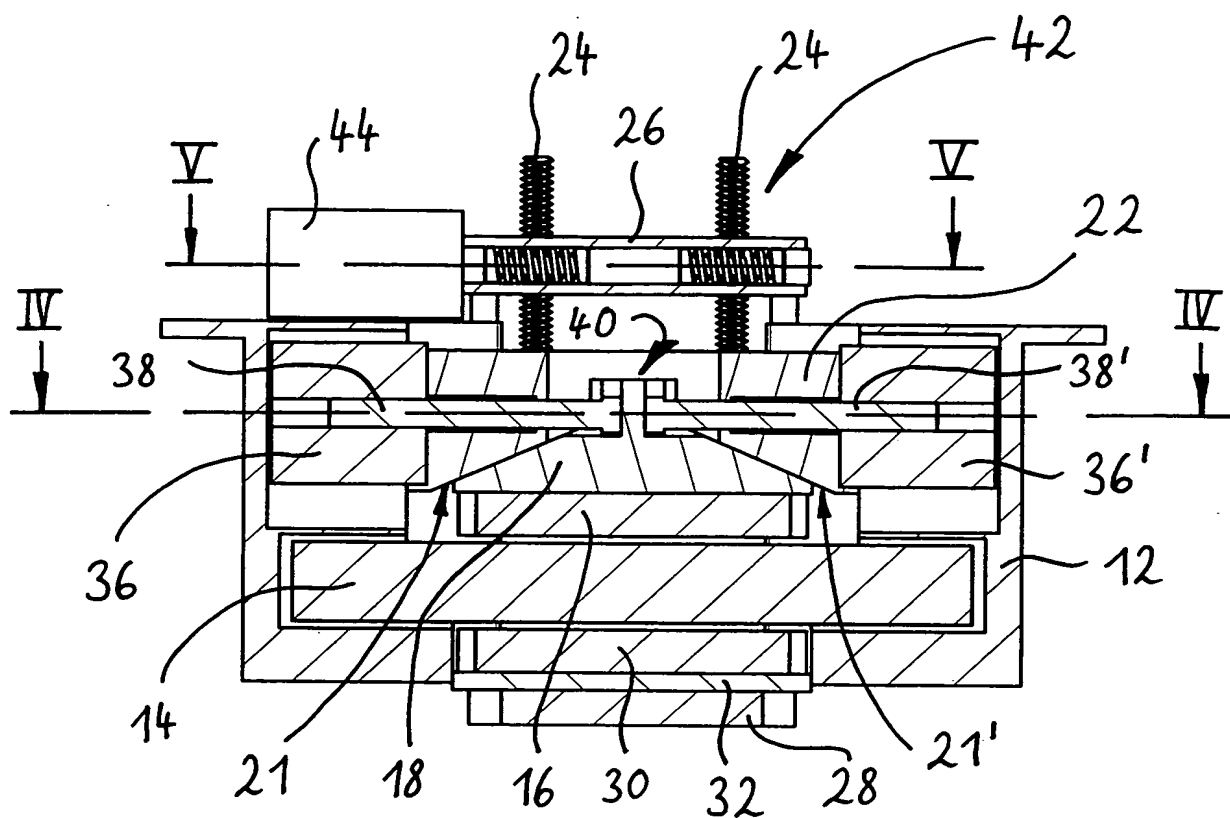


Fig. 4

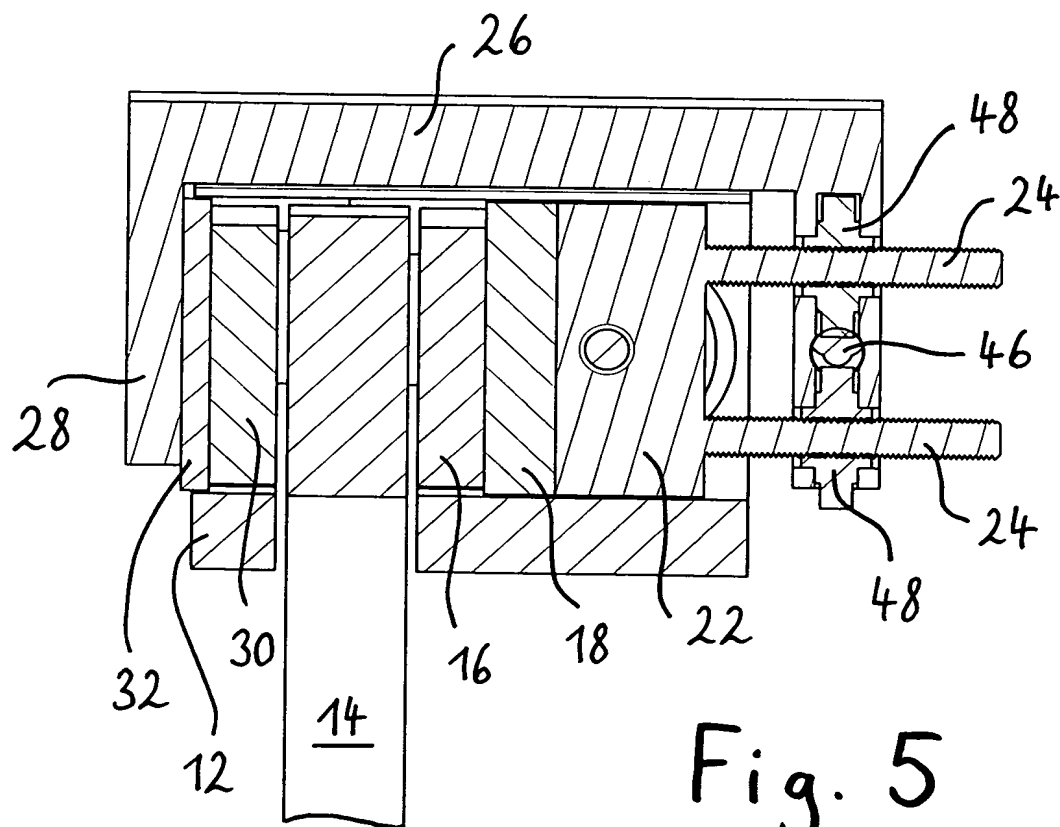


Fig. 5

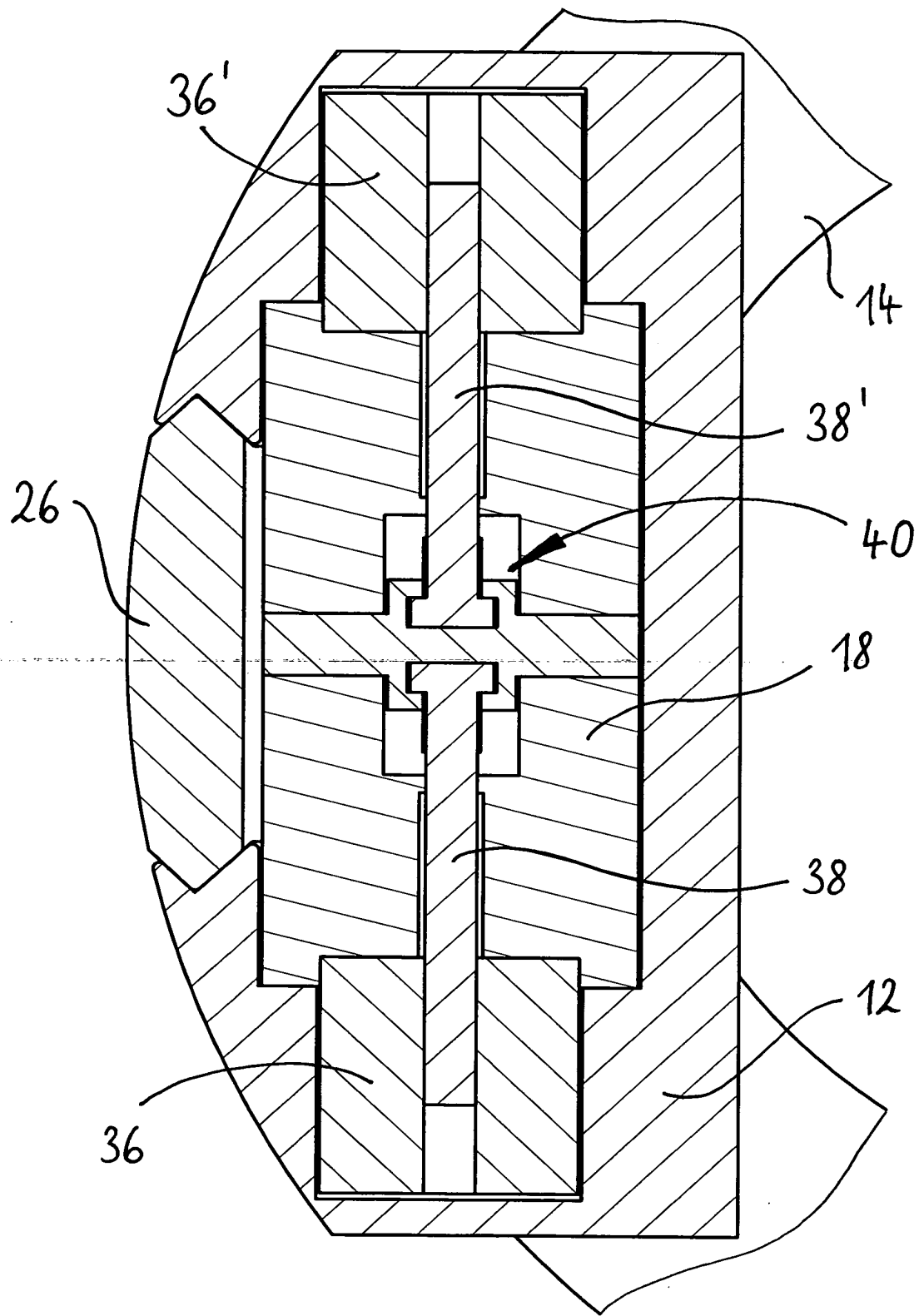


Fig. 6

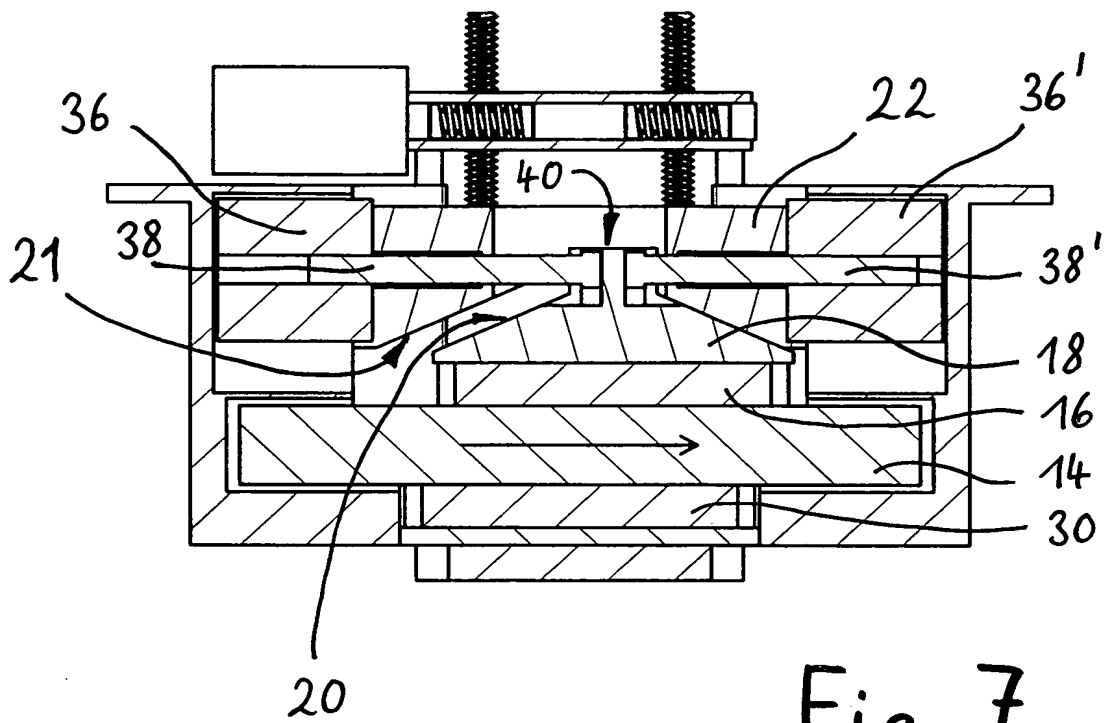


Fig. 7

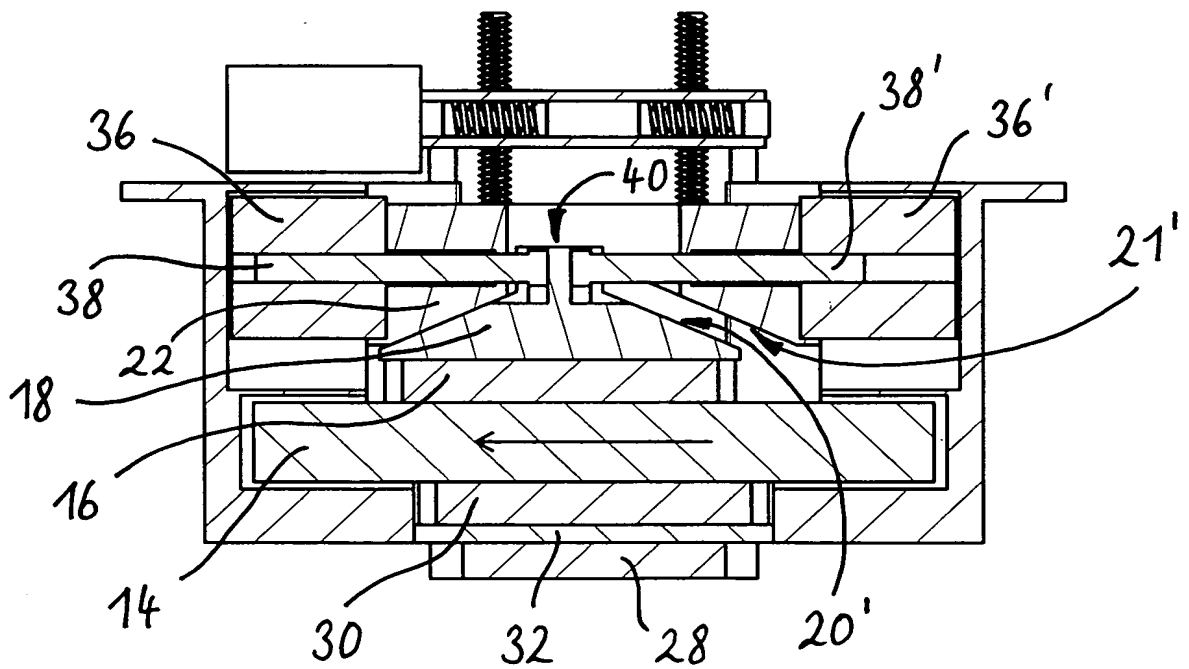


Fig. 8

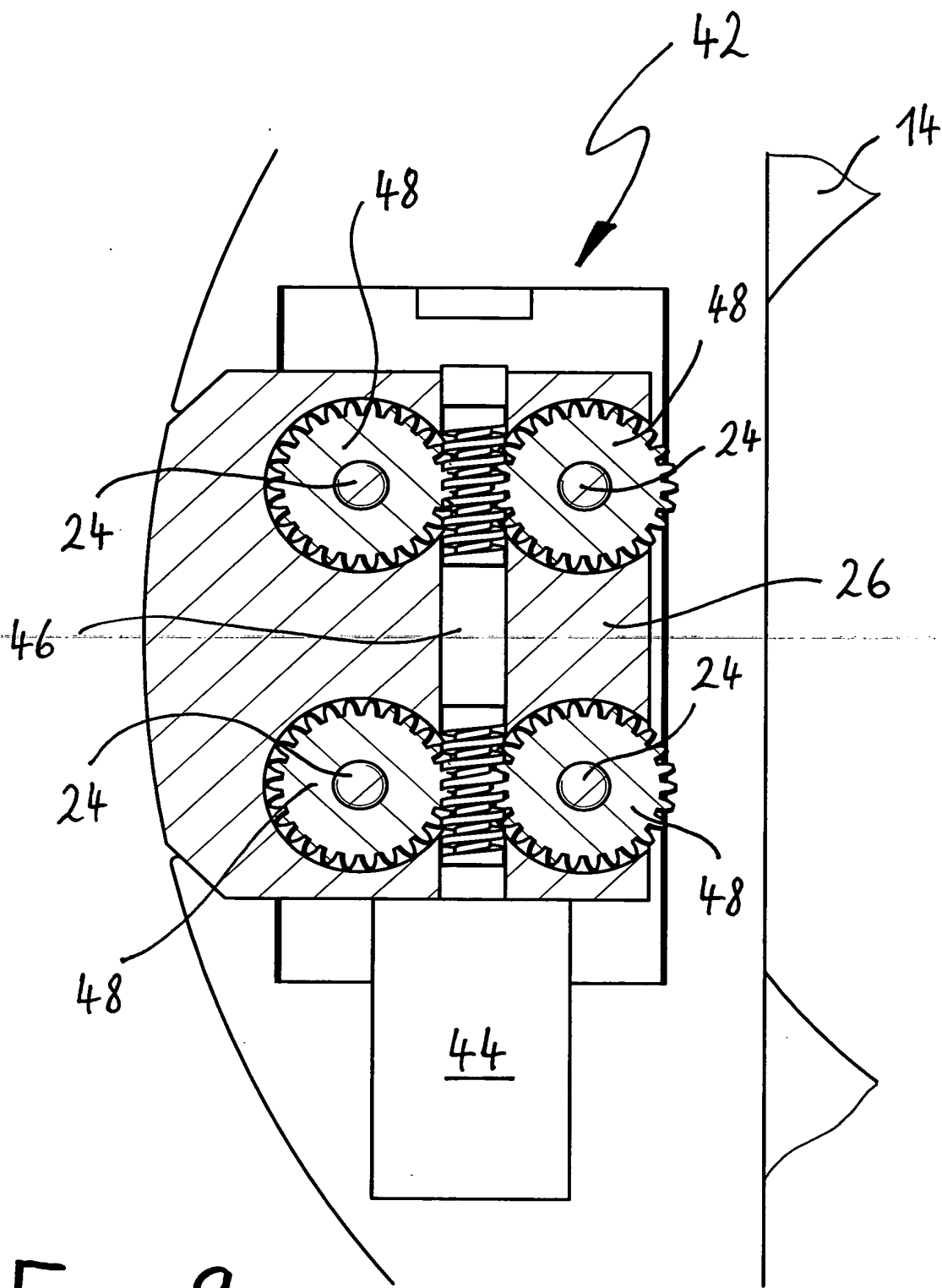


Fig. 9

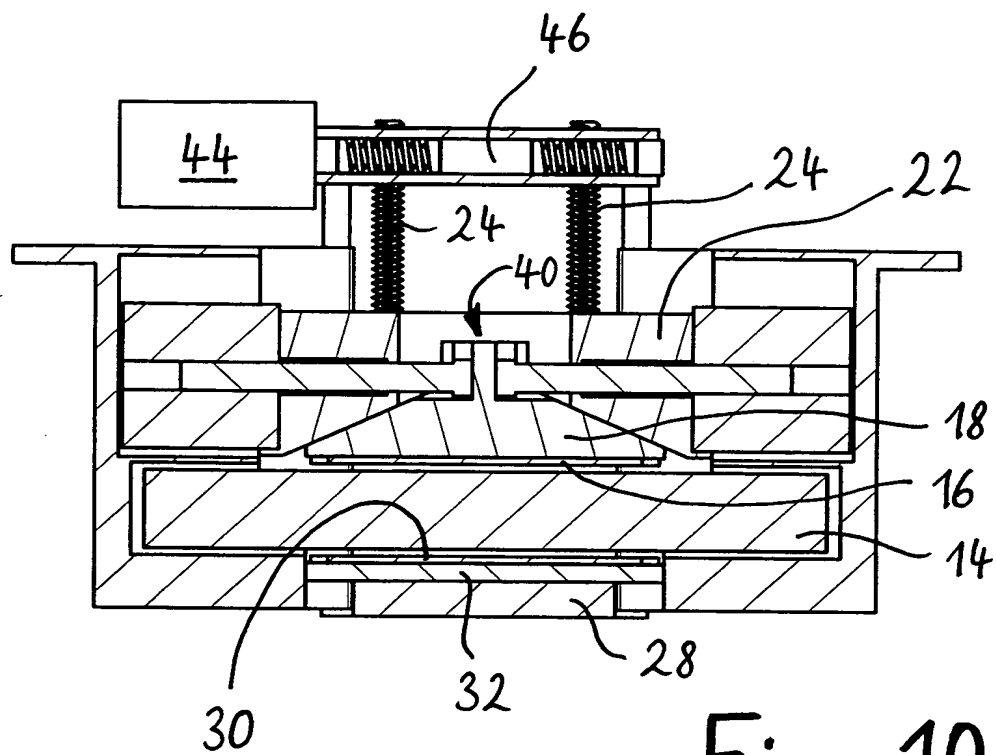


Fig. 10

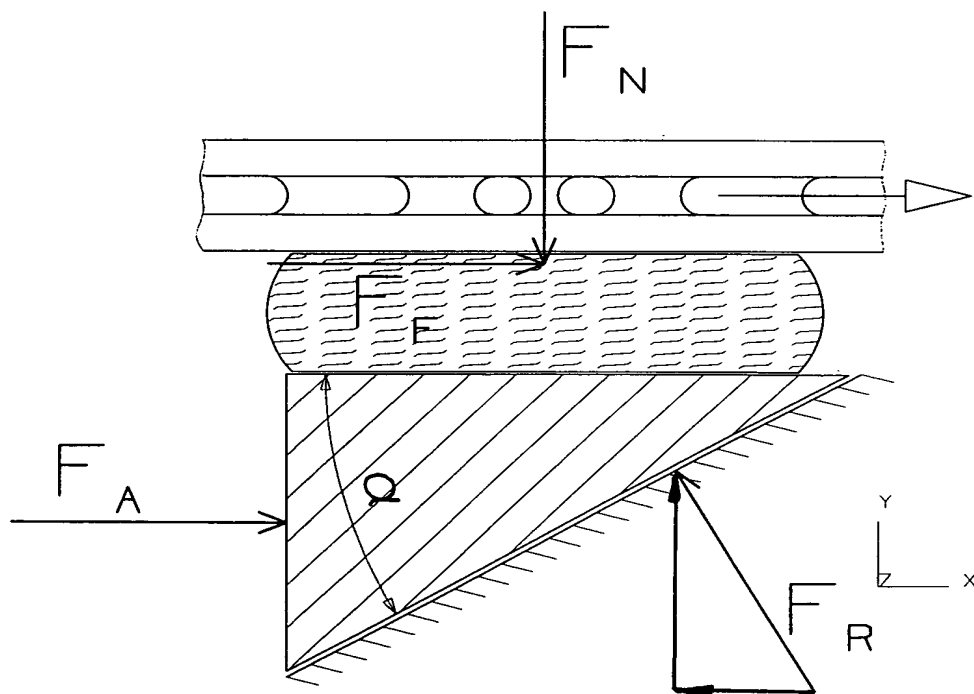


Fig. 11